

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

**Návrh kinematického uspořádání závěsů kol
vozidla Formula Student**

**Design of Kinematic Arrangement of Wheel
Suspension of Student Formula Car**

Student:

Tomáš Pasterňák

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Tibor Kállai

Ostrava 2015

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Institut dopravy

Zadání bakalářské práce

Student:

Tomáš Pasterňák

Studijní program:

B2341 Strojírenství

Studijní obor:

2301R003 Dopravní technika a technologie

Téma:

Návrh kinematického uspořádání závěsů kol vozidla Formula Student
Design of Kinematic Arrangement of Wheel Suspension of Student
Formula Car

Zásady pro vypracování:

1. Úvod
2. Shrnutí pravidel soutěže Formula FSAE
3. Rozbor problematiky kinematického uspořádání závěsů kol závodních vozidel
4. Návrh kinematického uspořádání závěsů kol
5. Vyhodnocení a doporučení pro navržené řešení
6. Závěr

Seznam doporučené odborné literatury:

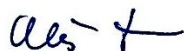
1. VLK, F.: Podvozky motorových vozidel. 3. přeprac., rozš., aktualiz. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc, 2006, 464 s. ISBN 80-239-6464-X.
2. MILLIKEN, William F.: Race car vehicle dynamics. Warrendale: SAE International, 1995, xxviii, 890 s. ISBN 15-609-1526-9.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

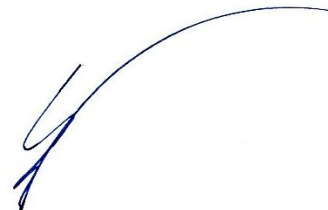
Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Tibor Kállai**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015



doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.
vedoucí katedry

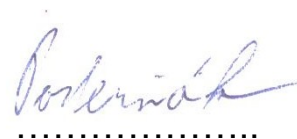


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou (bakalářskou) práci včetně příloh
vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové (bakalářské) práce a uvedl
jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 18. 5. 2015


.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 18. 5. 2015



.....

Podpis studenta

Jméno a Příjmení autora práce: Tomáš Pasterňák

Adresa trvalého pobytu autora práce: Kunčičky u Bašky 193, Baška, 739 01

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

PASTERŇÁK, T. *Návrh kinematického uspořádání závěsů kol vozidla Formula Student: Bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta Strojní, Institut dopravy, 2015, 47 s. Vedoucí práce: Kállai, T.

Bakalářská práce se zabývá návrhem kinematického uspořádání zavěšení formulového typu dle pravidel Formula Student 2015. Po teoretickém úvodu do problematiky následuje zhodnocení skutečného řešení závěsů, použitým na vozidle a jeho úprava s ohledem na co nejmenší zásah do již hotového vozidla.

Klíčová slova: Formula Student, FSAE, zavěšení kol, střed klopení, střed klonění

ANOTATION OF BACHELOR THESIS

PASTERŇÁK, T. *Design of Kinematic Arrangement of Wheel Suspension of Student Formula Car: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Engineering, Institute of Transport, 2015, 47 p. Supervisor: Kállai, T.

Bachelor thesis is dealing with the design of kinematic arrangement of suspension of formula's car according to the rules of Formula Student 2015. The theoretical introduction is followed by judgement of the suspension, used on an existing vehicle and his editing, with respect to a minimum intervention into the vehicle.

Key words: Formula Student, FSAE, wheel suspension, roll center, pitch center

Obsah

Seznam použitých značek

Úvod	9
1 Shrnutí pravidel Formula SAE	10
1.1 Sportovní disciplíny Formula SAE	10
1.2 Pravidla pro zavěšení a odpružení v soutěži SAE	11
2 Kinematické uspořádání závěsů kol	12
2.1 Zavěšení kol	12
2.2 Lichoběžníková náprava	13
2.3 Středy klopení	13
2.4 Středy klonění	14
2.5 Geometrie řízených kol	15
2.5.1 Odklon kol	16
2.5.2 Příkon rejdové osy	16
2.5.3 Poloměr rejdu	17
2.5.4 Záklon rejdové osy a závlek	18
2.5.5 Sbíhavost	18
3 Vlastní návrh kinematického uspořádání	19
3.1 Popis současného stavu	20
3.1.1 Základní rozměry	20
3.1.2 Kinematické uspořádání předního zavěšení	21
3.1.3 Kinematické uspořádání zadního zavěšení	23
3.1.4 Výpočet polohy těžiště	24
3.1.5 Výpočet naklopení rámu	27
3.1.6 Výpočet klonění rámu	32
3.2 Úprava současného stavu	36
3.2.1 Určení kinematických bodů přední nápravy	38
3.2.2 Kinematický rozbor přední nápravy v programu ADAMS	38
3.2.3 Určení kinematických bodů zadní nápravy	40
3.2.4 Kinematický rozbor zadní nápravy v programu ADAMS	41
3.3 Porovnání návrhu s původním	42
4 Závěr a vyhodnocení	43
5 Seznam obrázků	45
6 Seznam tabulek	46
7 Seznam použité literatury	46
8 Seznam příloh	47
9 Použitý software	47

Seznam použitých značek

Značka	Veličina	Jednotka
M	Celkový klopný moment vyvolaný odstředivou silou	Nm
M_{kl}	Klopný moment vyvolaný odstředivou silou	Nm
M_{np}	Klopný moment vyvolaný odstředivou silou přední nápravy	Nm
M_{nz}	Klopný moment vyvolaný odstředivou silou zadní nápravy	Nm
R	Poloměr zatáčky	m
a_x	Maximální zrychlení	ms^{-2}
d	Průměr kola	m
d_x	Maximální zpomalení	ms^{-2}
f_p	Vlastní frekvence přední části rámu	Hz
f_z	Vlastní frekvence zadní části rámu	Hz
g	Gravitační zrychlení	ms^{-2}
h	Výška těžiště	m
h_0	Výška těžiště od spojnice středů předních a zadních kol	m
h_1	Výška osy předních kol během experimentu	m
h'	Výška těžiště odpružené části vozidla	m
h'_0	Svislá vzdálenost těžiště odpružené části vozidla od osy klopení	m
h''_p	Výška těžiště neodpružené přední části vozidla	m
h''_z	Výška těžiště neodpružené zadní části vozidla	m
$i_{p/z}$	Koeficient brzdné síly	-
k_p	Konstanta pružení na přední nápravě	Nm^{-1}
k_z	Konstanta pružení na zadní nápravě	Nm^{-1}
l	Rozvor náprav	m
l_p	Podélná vzdálenost těžiště od přední nápravy	m
l_z	Podélná vzdálenost těžiště od zadní nápravy	m
l'_p	Vzdálenost těžiště odpružených částí vozidla od přední nápravy	m
l'_z	Vzdálenost těžiště odpružených částí vozidla od zadní nápravy	m
m	Hmotnost celkem včetně řidiče	kg
m_{br}	Hmotnost brzd	kg
m_{hr}	Hmotnost horního ramena	kg
m_{ko}	Hmotnost kola	kg
m_p	Hmotnost přední nápravy	kg
m_{po}	Hmotnost poloosy	kg

m_{pr}	Hmotnost push rodu	kg
m_{rt}	Hmotnost řídící tyče	kg
m_{sr}	Hmotnost spodního ramena	kg
m_{te}	Hmotnost těhlice	kg
m_z	Hmotnost zadní nápravy	kg
m_{zo}	Okamžité zatížení zadní nápravy	kg
m'	Hmotnost odpružených částí vozidla	kg
m'_p	Odpružená hmotnost na přední nápravě	kg
m'_z	Odpružená hmotnost na zadní nápravě	kg
m''_p	Neodpružená hmotnost na přední nápravě	kg
m''_z	Neodpružená hmotnost na zadní nápravě	kg
p_p	Pozice středu klopení pro přední nápravu	m
p_z	Pozice středu klopení pro zadní nápravu	m
r	Poloměr kola	m
t_p	Rozchod předních kol	m
t_z	Rozchod zadních kol	m
v	Rychlost vozidla	ms^{-1}
y_{pb}	Velikost poklesu přední části rámu při brždění	m
y_{pr}	Velikost nadzvednutí přední části rámu při rozjezdu	m
y_{zb}	Velikost nadzvednutí zadní části rámu při brždění	m
y_{zr}	Velikost snížení zadní části při rozjezdu	m
α	Úhel naklopení	°
β	Úhel mezi vozovkou a spojnicí středu klonění předního kola s bodem působení brzděné síly	°
γ	Úhel mezi vozovkou a spojnicí středu klonění zadního kola s bodem působení brzděné síly	°
δ	Úhel mezi vozovkou a spojnicí středu klonění zadního kola s bodem působení tažné síly	°
ρ	Úhel zaklonění při rozjezdu	°
φ	Úhel předklonění při brždění	°
ψ	Maximální úhel naklopení rámu při průjezdu zatáčkou	°

Úvod

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem kinematického uspořádání zavěšení pro vozidlo formulového typu určeného pro závody Formula SAE a Formula Student.

Cílem této práce je upravení kinematických bodů přední i zadní nápravy a kinematický rozbor geometrického uspořádání přední a zadní nápravy pomocí programu ADAMS.

V první kapitole bakalářské práce se krátce zabývám rozbohem pravidel pro závody Formula SAE/Student. Jednotlivými disciplínami, ale hlavně pravidly týkající se zavěšení.

V druhé kapitole se dále zabývám geometrií lichoběžníkového zavěšení. Tento typ zavěšení byl zvolen díky jeho možnostem kinematického nastavení. Protože je jeho konstrukce velmi nízká a plochá, je to nejčastěji využívaný typ zavěšení pro formulové vozy. Na závěr kapitoly se ještě zajímám o geometrii řízených kol, a jak tyto hodnoty ovlivňují jízdní vlastnosti vozu.

Třetí kapitola je rozdělena na dvě hlavní části. V první části zhodnotím konstrukci kinematického uspořádání použitým na voze Formula Student a propočítám hodnoty související s návrhem zavěšení. Například: Velikost klopného momentu při průjezdu zatáčkou, Anti-Squat, Anti-Dive a taky úhly naklonění rámu při rozjezdu a brzdění.

V druhé části třetí kapitoly se už zabývám vlastní úpravou zavěšení tak, aby nedošlo k velkému zásahu do již hotového vozu. Změnou polohy spodního ramena se snažím docílit optimálního nastavení, vhodného pro náš vůz. Výsledný návrh poté zanalyzuji v programu Adams.

Na závěr své bakalářské práce porovnávám původní stav s mým návrhem a zhodnotím použitelnost návrhu v praxi.

1 Shrnutí pravidel Formula SAE

Formula SAE/student je soutěž pro studenty vysokých škol pod hlavičkou SAE international. Pravidla se aktualizují v pravidelných dvouletých cyklech a jsou zaměřena především na bezpečnost a na prostředky pro objektivní hodnocení.



Obr. 1 Formula Student [9]

1.1 Sportovní disciplíny Formula SAE

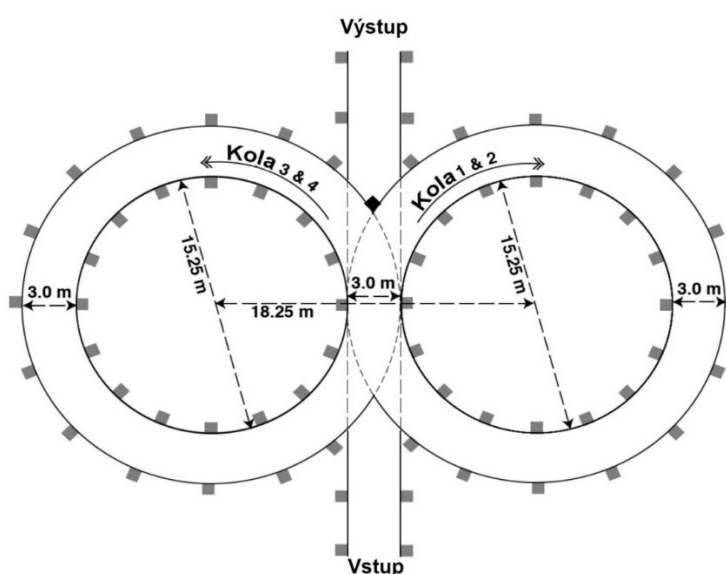
Soutěže SAE se dělí na dvě části. Statické části se mohou zúčastnit všechny týmy, bez ohledu na funkčnost jejich vozu. K dynamickým disciplínám je tým připuštěn až po úspěšném splnění technické prohlídky.

Statické disciplíny

- Technická inspekce
- Náklady a výroba
- Prezentace
- Design

Dynamické disciplíny

- Zrychlení – Hodnotí se čas potřebný k ujetí dráhy dlouhé 75 metrů.
- Disciplína „Skid Pad“ – Schopnost zatáčení, při konstantním poloměru zatáčky na dráze tvaru číslice 8.
- Autokros – Hodnocení obratnosti a ovladatelnosti na krátkém okruhu. Disciplína kombinuje výkonost zrychlení, brzdění a zatáčení.
- Výdrž a spotřeba paliva – Závod dlouhý přibližně 22 kilometrů, kdy se vyhodnotí celkový výkon vozu a otestuje spolehlivost a odolnost. Během závodu se vyhodnotí i efektivnost využití paliva. [7]



Obr. 2 Dráha pro disciplínu „Skid Pad“ [7]

1.2 Pravidla pro zavěšení a odpružení v soutěži SAE

- Světla výška musí být dostatečná, aby se žádná část vozu v průběhu disciplíny nedotýkala země. Kromě pneumatik.
- Kola vozu musí být nekryta a mít průměr 203,2 mm nebo větší.
- Vůz musí být vybaven plně funkčním systémem odpružení s tlumiči, vpředu i vzadu, s možností propružení kola nejméně 50,8 mm. S odskokem 25,4 mm a s propružením 25,4 mm se sedícím řidičem

- Všechny montážní body zavěšení musí být viditelné při technické inspekci. A to buď přímým pohledem, nebo po odstranění krytů.
- Vůz musí mít rozvor náprav nejméně 1525 mm. Rozvor se měří od středu kontaktu se zemí na předních a zadních pneumatikách s koly natočenými do přímého směru.
- Menší rozchod kol, nesmí být menší než 75% většího rozchodu. [7]

2 Kinematické uspořádání závěsů kol

Návrh systému zavěšení pro závodní vozidla vyžaduje technické znalosti z mnoha oborů. V této práci se zabývám pouze jednou z těchto disciplín – Kinematika zavěšení nebo geometrie zavěšení.

Jakékoliv konkrétní zavěšení musí být navrženo tak, aby pokrylo potřeby konkrétního vozidla. Neexistuje něco jako „Nejlepší zavěšení“.

2.1 Zavěšení kol

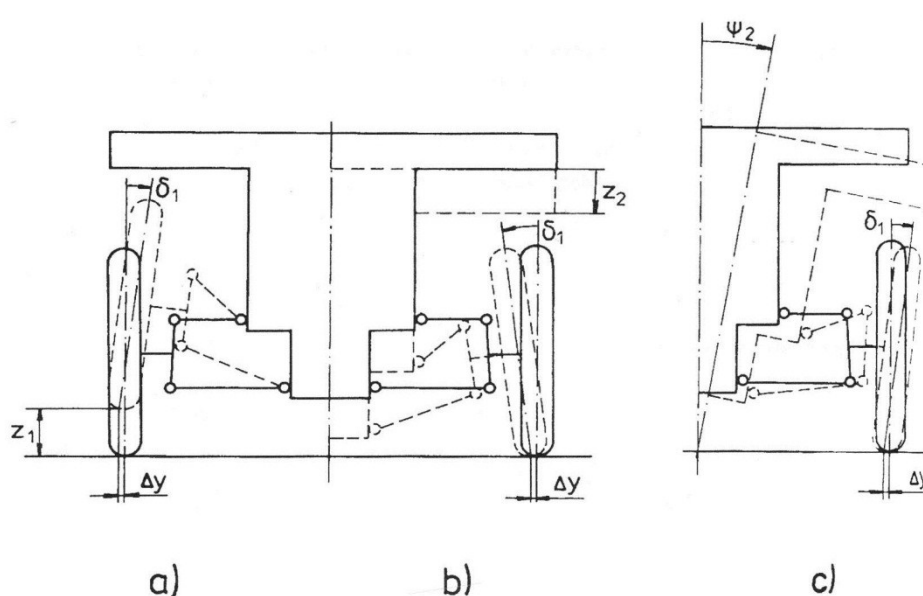
Pod pojmem „zavěšení kol“ rozumíme způsob připojení kol k rámu vozidla. Umožňuje svislý pohyb kola vzhledem k rámu, potřebný z hlediska propuštění. Dále slouží k vedení kola a přenosu svislých, podélných, příčných sil a momenty podélných sil.

Zavěšení kol je obvykle rozděleno na:

- Závislé zavěšení (tuhá náprava) – Kde jsou kola uložena na společném příčném nosníku (mostu nápravy). Kdy při svislém propuštění jednoho kola dojde k pohybu druhého kola.
- Nezávislé zavěšení – Každé kolo je zavěšeno k rámu samostatně a nejsou tak na sebe vázány při jednostranném propuštění. [1]

2.2 Lichoběžníková náprava

Druh nezávislého zavěšení kol, který je tvořen dvojicí příčných trojúhelníkových ramen. Koncové body ramen tvoří v průmětu do příčné svislé roviny lichoběžník. Při přejezdu nerovností dochází ke změně odklonu kol, bočnímu posunu kola a samořízení. Tyto kinematické změny veličin nastanou i při naklopení karosérie o úhel ψ . Jednou z výhod lichoběžníkové nápravy je, že polohou ramen lze určit jak výšku středu klopení, tak výšku středu klonění. Mezi další výhody se řadí lehkost zavěšení a tedy nízká hmotnost neodpružených částí. Dále může být lichoběžníková náprava velmi nízká (plochá v porovnání s nápravou Mc Pherson) a zabírá méně místa než tuhá náprava. [1]

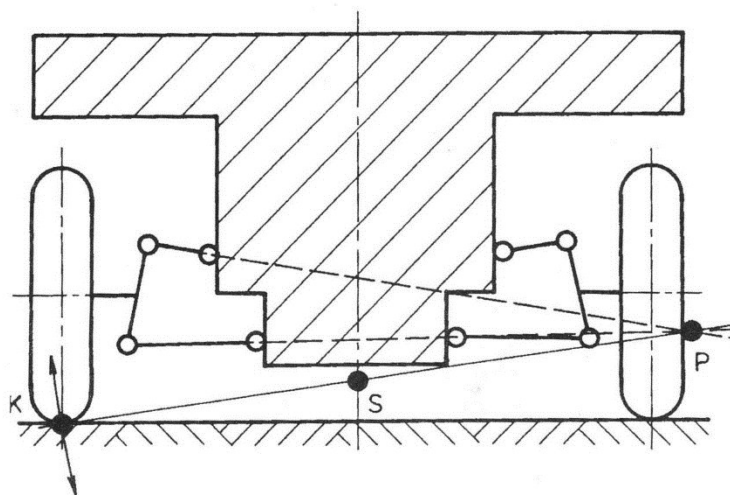


Obr. 3 Kinematické změny vznikající při propružení lichoběžníkové nápravy:

a) propružení kola; b) propružení karoserie; c) klopení karoserie a kola [1]

2.3 Středů klopení

Každý pohyb tělesa lze chápat jako otáčení kolem určitého bodu, pólu (středu) otáčení, který leží na průsečíku dvou normál dráhy. Pro lichoběžníkovou nápravu nám k tomu poslouží prodloužené osy ramen zavěšení. Poloha středů klopení kol je tedy dána vzájemným sklonem příčných ramen. Poloha středů klopení rámu S pak leží na spojnici bodu styku kola s vozovkou a středem klopení kola P a předpokládáme, že leží v ose symetrie vozidla. Konstrukce středu klopení je popsána v [1].



Obr. 4 Poloha středu klopení kola P a středu klopení karoserie S [1]

Jestliže leží okamžitý střed klopení kola P daleko od kola, pak při propružení vznikají jen malé změny odklonu a rozchodu. Změna odklonu kola se udává natočením kola kolem pólu P . Pro malé výchylky se změna rozchodu určuje opsáním kružnice kolem o poloměru z bodu P .

Pokud by byly ramena v rovnoběžné poloze, pak by byl střed klopení kol P v nekonečnu a střed klopení rámu S by ležel na vozovce. V takovém případě by se, při malých pohybech kola kolem výchozí polohy, neměnil odklon kol a rozchod by se změnil jen nepatrně. Neplatí to v případech, kdy ramena, při větším propružení, nezůstanou v rovnoběžné poloze (různě dlouhá ramena), nebo dojde-li k naklonění rámu.

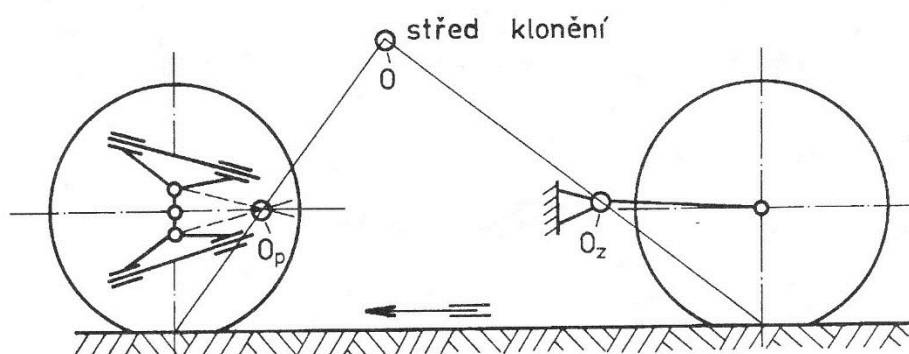
Pro dané vozidlo se tedy může určit střed klopení pro přední nápravu SK_p a pro zadní nápravu SK_z . Předpokládáme-li tuhý rám, pak se klopení děje kole osy procházející oběma body. Nazýváme jí osou klopení. Svislá vzdálenost těžiště rámu (odpružené části vozidla) od osy klopení určuje rameno, na kterém působí odstředivá síla tzv. klopný moment rámu. Nápravy působí proti naklápění rámu stejně velkým momentem opačného smyslu tzv. vratný moment. [1]

2.4 Střed klonění

Protože těžiště motorových vozidel leží v určité výšce nad rovinou vozovky, setrvačná síla, během zrychlování a brždění, vytváří klopný moment k příčné ose vozidla. Tento moment zapříčiní naklápění vozidla na pružinách a současně i změnu svislého zatížení kol.

Podélné naklání má nepříznivý vliv na stabilitu jízdy. Dochází při něm ke změně postavení rejdových čepů i kol. Zavěšení lze konstrukčně uspořádat tak, aby bylo naklání částečně potlačeno – „anti-dive“.

Okamžitý střed klonění kola je myšlený bod, kolem kterého se kolo otáčí při svém propružení v podélné rovině. Střed klonění nápravy leží v rovině procházející bodem dotyku pneumatiky a vozovky a je rovnoběžná s podélnou rovinou symetrie vozidla. Jeho poloha závisí na druhu zavěšení.



Obr. 5 Určení okamžitých středů klonění náprav O_p a O_z a středu klonění karoserie O [1]

Aby při rozjezdu nedocházelo k zaklání (při brždění k předklání), musí ležet střed klonění rámu ve výšce těžiště vozidla. Při rozjezdu/brždění pak setrvačná síla nevytváří žádný moment vzhledem ke středu klonění rámu a nedojde k zaklonění. [6]

- Anti-dive: Geometrie předního zavěšení zmenšuje pokles přední části při brždění.
- Anti-lift: Geometrie předního zavěšení zmenšuje nadzvednutí přední části během akceleraace. Pouze u vozidel s pohonem předních kol.
- Anti-Squat: Geometrie zadního zavěšení zmenšuje pokles zadní části během akceleraace. Pouze u vozidel s pohonem zadních kol.
- Anti-lift: Geometrie zadního zavěšení snižuje nadzvednutí zadní části při brždění.

2.5 Geometrie řízených kol

Aby se kola vozidla při zatáčení i při přímé jízdě odvalovala a řízení bylo přesné, lehké a stabilní, mají řízená kola a rejdové osy určité geometrické odchylky od svislé roviny, označované jako „geometrie zavěšení kol“. [1]

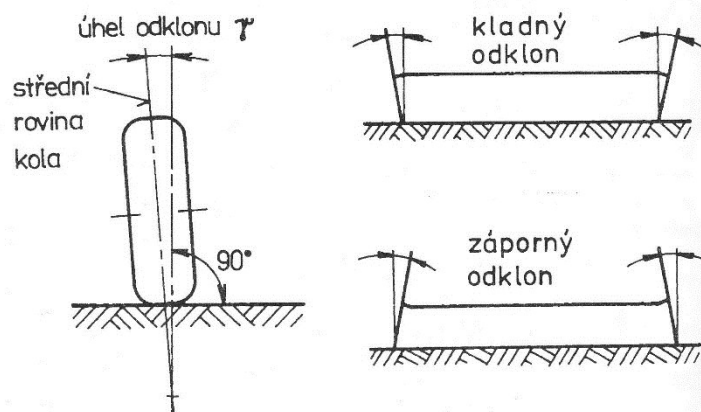
2.5.1 Odklon kol

Úhel odklonu kola γ je podle ČSN 30 0034 sklon střední roviny kola vůči svislé ose vozidla. Je uvažován kladně, jestliže se kolo naklání vrchem vně vozidla a záporně, jestliže se naklání dovnitř.

Vlivem kladného odklonu, vytvoří kolo ve styku s vozovkou kuželovou plochu a má snahu se odvalovat po kružnici. To znamená, že se kola odvalují směrem od sebe, tím se může snížit sklon ke kmitání kol, ale dochází k prokluzu kola po vozovce a zvětšuje se opotřebení pneumatik.

Při propružení by nemělo docházet ke změně úhlu odklonu, nebo by tato změna měla být co nejmenší, neboť vlivem změny odklonu, vzniká boční síla ve stopě pneumatiky. To má za následek zvýšení namáhání zavěšení kola a rámu. Také vzniká, vlivem setrvačnosti, moment, který prostřednictvím zavěšení bočně naklápí rám.

Při zatáčení vozidla se rám naklápí směrem na vnější stranu zatáčky. Z důvodů jízdní stability při zatáčení by měla změna odklonu kola vyrovnávat naklopení rámu, aby kolo zůstalo na vozovce v přibližně kolmém směru. U sportovních vozidel, kde není opotřebení pneumatik tak důležité, mají kola záporný odklon zpravidla již v nezátíženém stavu. [1]



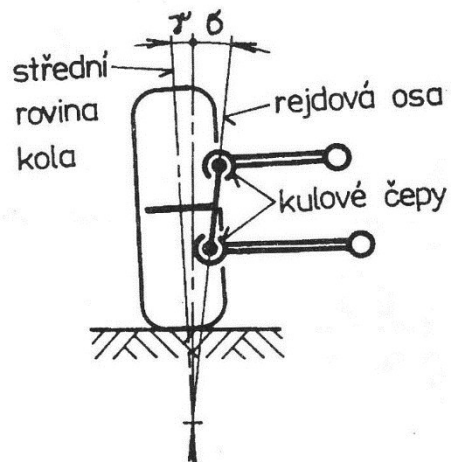
Obr. 6 Úhel odklonu kola [1]

2.5.2 Příkon rejdové osy

Příklon rejdové osy σ je průmět úhlu sevřeného rejdovou osou a svislicí do roviny rovnoběžné s příčnou rovinou vozidla.

U lichoběžníkové nápravy je rejdová osa dána spojnicí středů horního a spodního kulového čepu.

Příklon slouží k samočinnému vracení kol do přímého směru. Při natočení řízených kol dochází, vlivem příklonu, k jejich zvedání. Tomu potřebná síla musí být vynaložena natáčením volantu. Zatížení přední nápravy pak tlačí přední kola do přímé polohy, a to účinkem vratného momentu. [1]

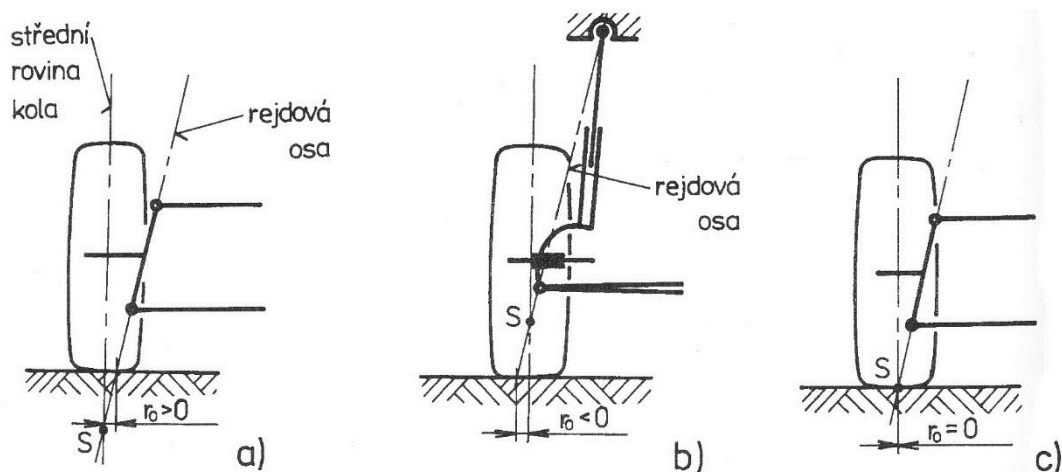


Obr. 7 Příklon stejnové osy lichoběžníkové nápravy [1]

2.5.3 Poloměr rejdů

Poloměr rejdů r_0 je vzdálenost mezi průsečíkem stejnové osy s rovinou vozovky a středem styku pneumatiky s vozovkou, promítnutá do roviny rovnoběžné s příčnou rovinou vozidla. Leží-li průsečík vně střední roviny kola, je poloměr rejdů záporný.

Při brzdění působí brzdící síla na rameni r_1 a natáčí kolo kolem stejnové osy. Kola jsou vzadu stlačována k sobě, díky čemuž je zmenšována vůle v řízení a potlačen neklid řízení. Kladný poloměr by ale neměl být příliš velký, neboť při rozdílných jízdních odporech (rozdílném brzdění) na levém a pravém kole, jsou kola vychylována a řidič musí korigovat směr jízdy. [1]

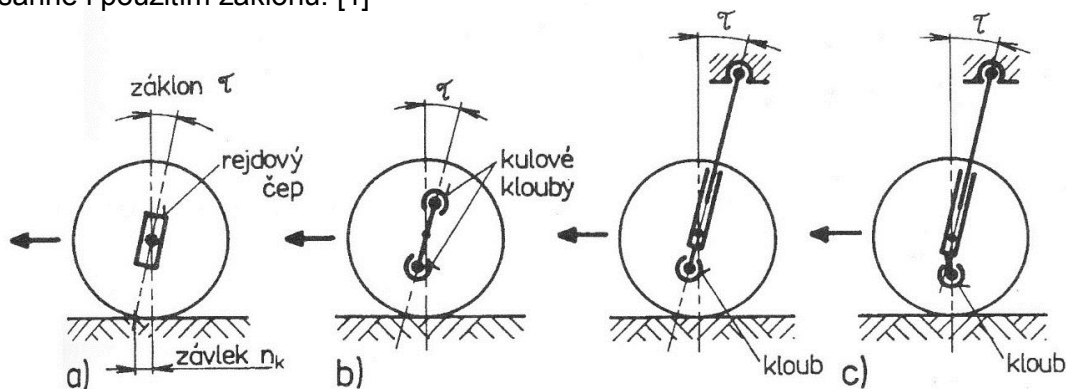


Obr. 8 Poloměr rejdů: a) kladný; b) záporný; c) nulový [1]

2.5.4 Záklon rejdové osy a závlek

Záklon rejdové osy τ je průmět úhlu sevřeného rejdovou osou a svislicí do roviny rovnoběžné s podélnou rovinou vozidla. Závlek n_K je vzdálenost mezi průsečíkem rejdové osy s rovinou vozovky a středem styku pneumatiky, promítnutá do roviny rovnoběžné s podélnou rovinou vozidla.

Účinek závleku na vracení kola do přímého směru je znám z konstrukce koleček kancelářské židle. Kolečko je vlivem závleku vlečeno, nikoliv tlačeno. Aby u automobilů byla poloha předních kol stabilní, může se posunout rejdová směrem dopředu. Tím se bod dotyku kola s vozovkou dostane za rejdovou osu a kolo je vlečeno. Stejného účinku se dosáhne i použitím záklonu. [1]

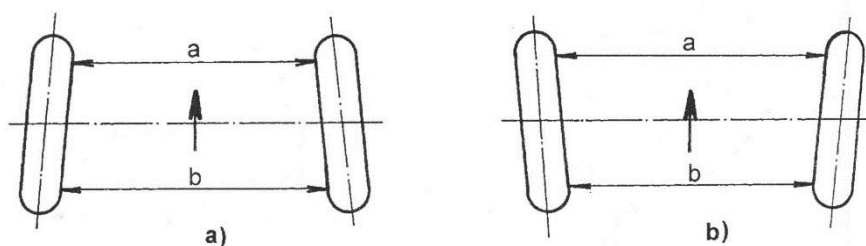


Obr. 9 Záklon rejdové osy: a) tuhá náprava s rejdovým čepem; b) lichoběžníková náprava; c) náprava McPherson [1]

2.5.5 Sbíhavost

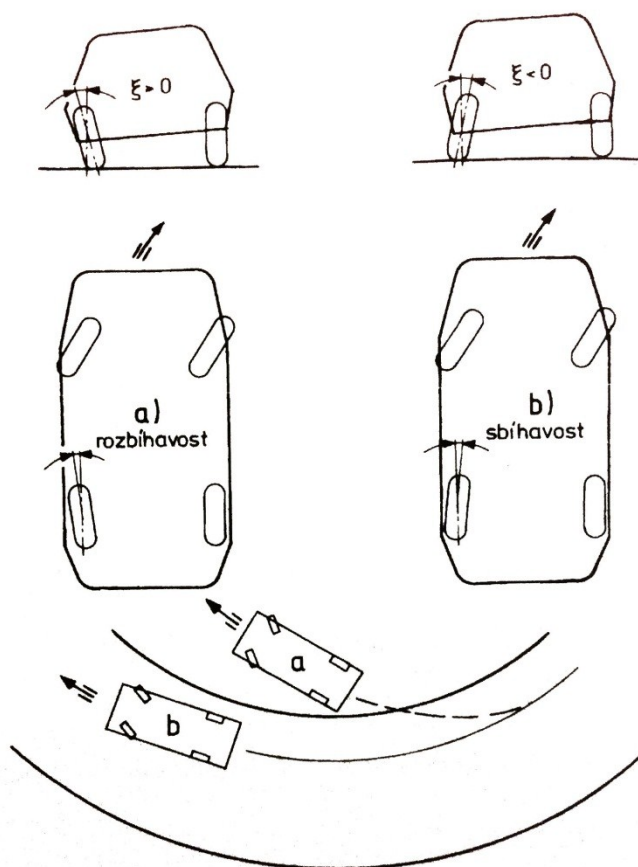
Úhel sbíhavosti δ_0 je průmět úhlu mezi podélnou osou vozidla a střední rovinou kola do roviny vozovky. Kolo označujeme jako sbíhavé, jestliže přední část kola je přikloněna k podélné ose vozidla. V opačném případě je kolo rozbíhavé.

Účelem sbíhavosti předních kol je, aby se kola při přímé jízdě odvalovala paralelně. Díky tomu vzniknou na předních kolech malé boční síly, které se snaží natáčet kola do přímého směru. [1]



Obr. 10 a) sbíhavost; b) rozbíhavost [1]

Záporný odklon, který při přímé jízdě stabilizuje vozidlo, vede při zatáčení k přetáčivosti. Z hlediska stability je tedy žádoucí, aby na zadních kolech byla sbíhavost. Účinek odklonu kol a sbíhavosti je znázorněn na obrázku. [3]



Obr. 11 Vliv odklonu kola a sbíhavosti kol na chování vozidla v zatáčce: a) přetáčivost b) mírná nedotáčivost [3]

3 Vlastní návrh kinematického uspořádání

Základem každého závodního vozu je správně nastavený podvozek, který musí zajistit patřičnou stabilitu v zatáčkách, na rovných úsecích při vysoké rychlosti a navíc při prudkém brzdění obstarat maximální přilnavost vozu. Důležitými parametry, jsou především kinematika zavěšení, odpružení a tlumení kol. Vhodné nastavení kinematiky přispívá k vyšší stabilitě a zajišťuje, aby nedocházelo k velkým změnám podélné a příčné únosnosti pneumatik během zdvihu kol.

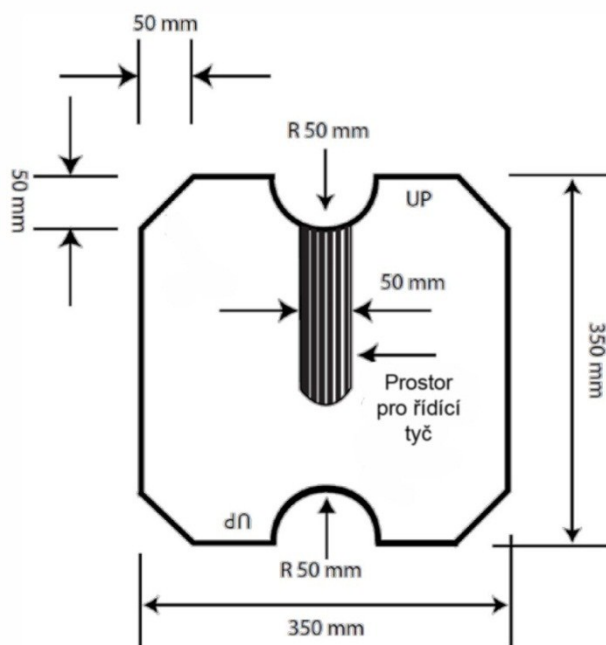
3.1 Popis současného stavu

Před vlastní úpravou je nutné popsat stav zavěšení, ze kterého vycházím. Jeho základní rozměry, geometrii zavěšení a změny kinematických charakteristik při propružení.

3.1.1 Základní rozměry

Základní rozměry současného vozidla se řídily pravidly organizace SAE International pro rok 2013. Základní požadavky, které musely být dodrženy, jsou:

- Minimální hodnota rozvoru – 1525 mm
- Minimální hodnota menšího rozchodu nesmí přesáhnout 75 % rozchodu většího.
- Bezpečnostní prostor v kokpitu daný šablonou obr. č. 12



Obr. 12 Šablona bezpečnostního prostoru v kokpitu [7]

Zvolené parametry a základní rozměry:

- Rozvor kol – 1830 mm
- Rozchod předních kol – 1325 mm
- Rozchod zadních kol – 1312 mm
- Velikost propružení - ± 28 mm
- Přední a zadní pneumatiky Hoosier o rozměru 20,5 x 7 – R 13

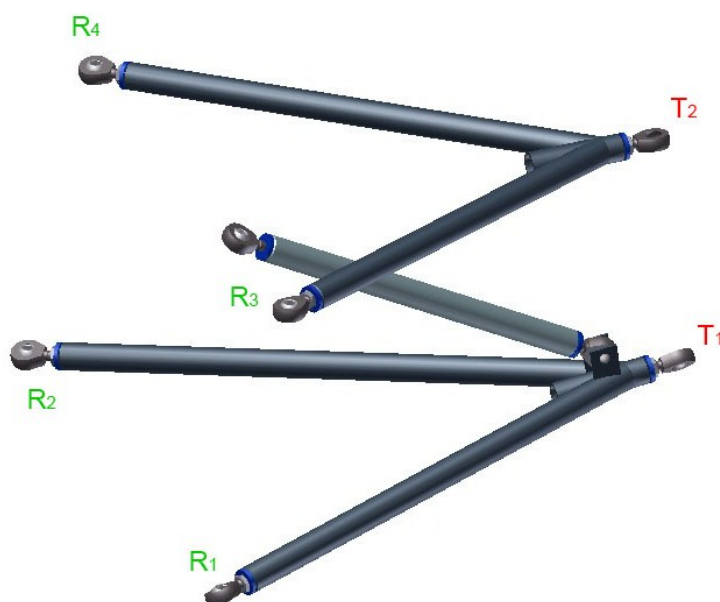
3.1.2 Kinematické uspořádání předního zavěšení

Navržené hodnoty geometrie přední řízené nápravy, zvolené týmem studentů a použité na hotovém vozidle. Při návrhu kinematického uspořádání zavěšení se snažíme docílit co nejmenších změn těchto hodnot při propružení.

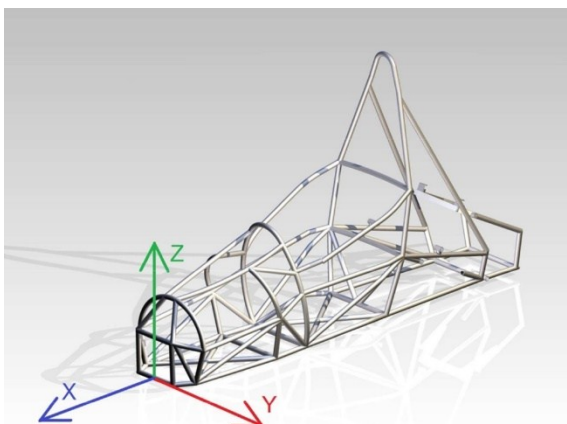
Tab. 1 Geometrie přední nápravy [5]

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Odklon kola	γ	-0,7	deg
Sbíhavost kol	δ	0	deg
Poloměr rejdu	r_0	18	mm
Příklon rejdové osy	σ	8	deg
Závlek	n	-9,6	mm
Záklon rejdové osy	τ	2,2	deg

Souřadnice bodů původní verze předního zavěšení a jejich označení vidíme na obrázku č. 13. Tyto hodnoty odpovídají statické poloze vozidla s řidičem, pro levé přední kolo. Souřadnice se vztahují k referenčnímu bodu na rámu. Viz obr. č. 14



Obr. 13 Kinematické body předních závěsů



Obr. 14 Referenční bod na rámu [5]

Pozici jednotlivých kinematických bodů pro přední zavěšení můžeme vyčíst z tabulky č. 2. Body R_1 , R_2 značí místo uchycení uniballů spodního ramena a body R_3 , R_4 označují místo uchycení horního ramena. Body T_1 , T_2 označují místo uchycení ramen k těhlici.

Tab. 2 Souřadnice bodů předního zavěšení [5]

Bod	X	Y	Z	Jednotka
R_1	-168,5	233	2,5	mm
R_2	-568,5	233	-1,2	mm
R_3	-170,5	272	221,5	mm
R_4	-570,5	272	217,8	mm
T_1	-303,6	622,6	76,7	mm
T_2	-311,6	596,4	249,4	mm

V programu ADAMS byl proveden kinematický rozbor geometrického uspořádání přední nápravy.

Tab. 3 Změny kinematických charakteristik při propružení předního kola [5]

		Propružení závěsů kol (mm)		
		-28	0	28
Změna rozchodu	(mm)	+2,5	1325	-2,8
Změna odklonu	(°)	-1,76	-0,7	-0,19
Změna sbíhavosti	(°)	-0,5	0	+0,37

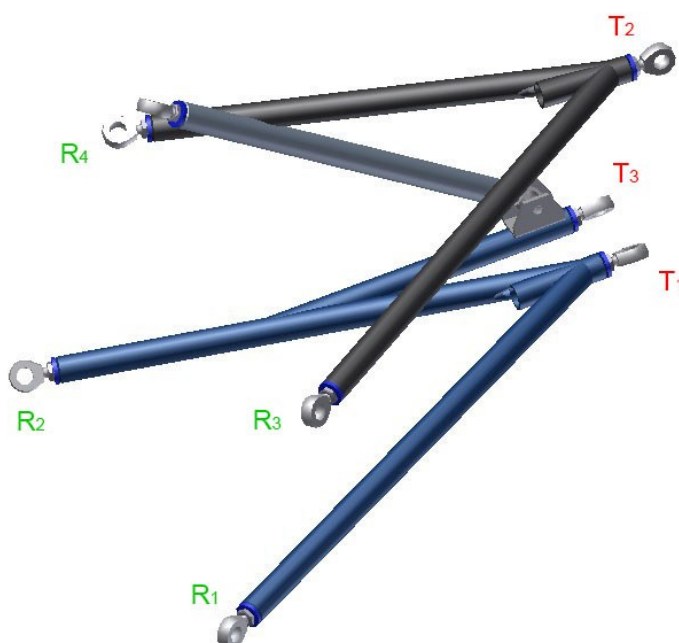
3.1.3 Kinematické uspořádání zadního zavěšení

Navržené hodnoty geometrie zadní neřízené nápravy jsou vypsány v tabulce č. 4

Tab. 4 Geometrie zadní nápravy

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotka
Odklon kola	γ	-0,03	deg
Sbíhavost kol	δ	-1,86	deg

Souřadnice bodů původní verze zadního zavěšení a jejich označení vidíme na obrázku č. 15. Tyto hodnoty odpovídají statické poloze vozidla s řidičem, pro levé přední kolo. Souřadnice se vztahují k referenčnímu bodu na rámu. Viz obr. č. 14



Obr. 15 Kinematické body zadních závěsů

Pozici jednotlivých kinematických bodů pro zadní zavěšení můžeme vyčíst z tabulky č. 5. Body R_1 , R_2 značí místo uchycení uniballů spodního ramena a body R_3 , R_4 označují místo uchycení horního ramena. Body T_1 , T_2 a T_3 označují místo uchycení ramen k těhlici.

Tab. 5 Souřadnice bodů zadního zavěšení

Bod	X	Y	Z	jednotka
R ₁	-1801,6	218,5	0,2	mm
R ₂	-2147,7	219,3	-32,2	mm
R ₃	-1808,6	260,5	191,5	mm
R ₄	-2153,8	265,3	180,5	mm
T ₁	-2033,8	639,9	80	mm
T ₂	-2043,8	640	253,7	mm
T ₃	-2093,3	640,6	76,4	mm

Protože je spodní rameno uchyceno k těhlici na dvou místech T₁ a T₃ Nemůže se při propružení měnit úhel sbíhavosti.

Tab. 6 Změny kinematických charakteristik při propružení zadního kola

		Propružení závěsů kol (mm)		
		-28	0	28
Změna rozchodu	(mm)	+5	1312	-7,1
Změna odklonu	(°)	-0,53	-0,03	+0,47
Změna sbíhavosti	(mm)	0	-1,86	0

3.1.4 Výpočet polohy těžiště

Na každý bod tělesa působí v tíhovém poli jeho tíhová síla. Výslednice všech sil mají působiště v jednom bodě, který nazýváme těžiště tělesa. Je-li zaveden pojem těžiště tělesa, tak lze celé těleso nahradit pouze jedním bodem. Pohyb celého tělesa dále řešíme tak, že vyšetřujeme pouze pohyb samotného těžiště. [4]

Abychom mohli určit podélnou polohu těžiště, musíme znát hmotnost vozidla připadající na jednotlivé nápravy a také rozvor náprav.

V laboratoři byl proveden experiment, kdy se pod kola umístily osobní váhy. Tím se zjistilo rozložení hmotnosti na jednotlivá kola a ověřilo, že příčná poloha těžiště leží v ose vozidla.

Tab. 7 Rozložení hmotnosti na jednotlivá kola

Zatížení kol (kg)	Levé kolo	Pravé kolo	Celkem (kg)	
Přední náprava	78	78	m_p	156
Zadní náprava	101,5	101,7	m_z	203,2

Hmotnost celkem včetně řidiče:

$$m = m_p + m_z = 156 + 203,2 = 359,2 \text{ (kg)} \quad (1)$$

kde:

m – Hmotnost celkem včetně řidiče (kg)

m_p – Hmotnost přední nápravy (kg)

m_z – Hmotnost zadní nápravy (kg)

Výpočet podélné vzdálenosti těžiště od přední nápravy:

$$l_p = \frac{m_z}{m_p + m_z} \cdot l = \frac{78}{156 + 203,2} \cdot 1,83 = 0,795 \text{ (m)} \quad (2)$$

kde:

l_p – podélná vzdálenost těžiště od přední nápravy (m)

l – Rozvor náprav (m)

Výpočet podélné vzdálenosti těžiště od zadní nápravy:

$$l_z = \frac{m_p}{m_p + m_z} \cdot l = \frac{203}{156 + 203,2} \cdot 1,83 = 1,035 \text{ (m)} \quad (3)$$

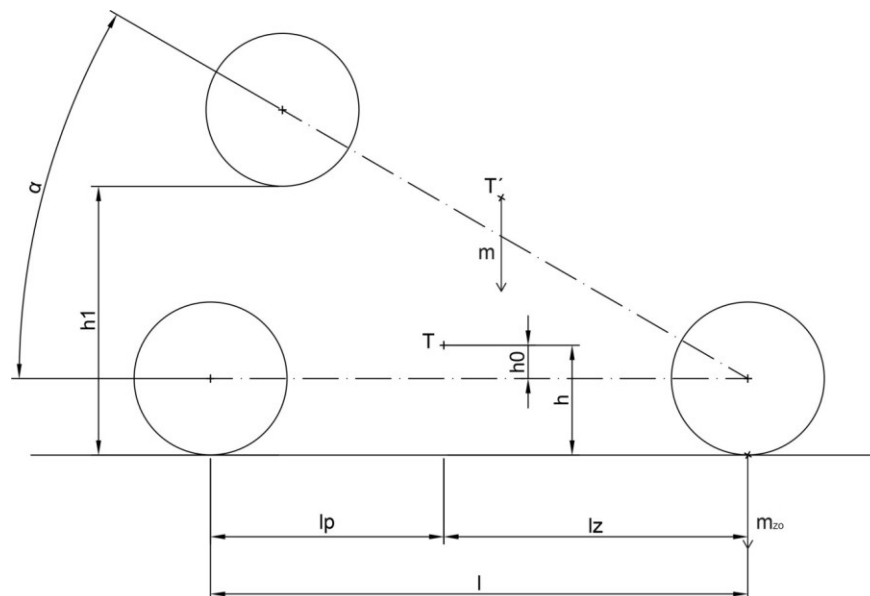
kde:

l_z – Podélná vzdálenost těžiště od zadní nápravy (m)

Kontrola vypočtených hodnot:

$$l = l_p + l_z = 0,795 + 1,035 = 1,83 \text{ (m)} \quad (4)$$

Pro výpočet svislé polohy těžiště byl proveden experiment, při kterém se pod zadní kola umístí osobní váhy a přední část se zvedla do určité výšky $h_1=0,915$ (m), tedy nakloní o úhel α . Poté se změří okamžité zatížení zadní nápravy m_{zo} a z momentové rovnice rovnováhy se vypočte svislá poloha těžiště.



Obr. 16 Svislá poloha těžiště

Naměřená hodnota okamžitého zatížení zadní nápravy $m_{zo} = 245,4$ (kg)

Úhel naklopení α :

$$\sin \alpha = \frac{h_1}{l} \Rightarrow \alpha = \sin^{-1} \frac{0,915}{1,83} = 30^\circ \quad (5)$$

kde:

α – Úhel naklopení ($^\circ$)

h_1 – Výška osy předních kol během experimentu (m)

Momentová rovnice rovnováhy vzhledem k ose předních kol:

$$m_{zo} \cdot l \cdot \cos \alpha - m \cdot (h_0 \cdot \sin \alpha + l_p \cdot \cos \alpha) = 0 \quad (6)$$

kde:

m_{zo} – okamžité zatížení zadní nápravy (kg)

h_0 – Výška těžiště od spojnice středů předních a zadních kol (m)

Z rovnice si vyjádříme vztah pro výpočet vzdálenosti těžiště od spojnice středů předních a zadních kol:

$$h_0 = \frac{m_{z0} \cdot l \cdot \cos \alpha}{m \cdot \sin \alpha} - \frac{l_p \cdot \cos \alpha}{\sin \alpha} = \frac{m_{z0} \cdot l}{m \cdot \tan \alpha} - \frac{l_p}{\tan \alpha} = \frac{245,4 \cdot 1,83}{359,2 \cdot \tan 30^\circ} - \frac{1,035}{\tan 30^\circ} = 0,114 \text{ (m)} \quad (7)$$

Výšku těžiště vozidla vypočteme součtem poloměru kola a vzdáleností těžiště od spojnice středů předních a zadních kol.

$$h = r + h_0 = \frac{d}{2} + h_0 = \frac{0,5207}{2} + 0,114 = 0,374 \text{ (m)} \quad (8)$$

kde:

h – Výška těžiště (m)

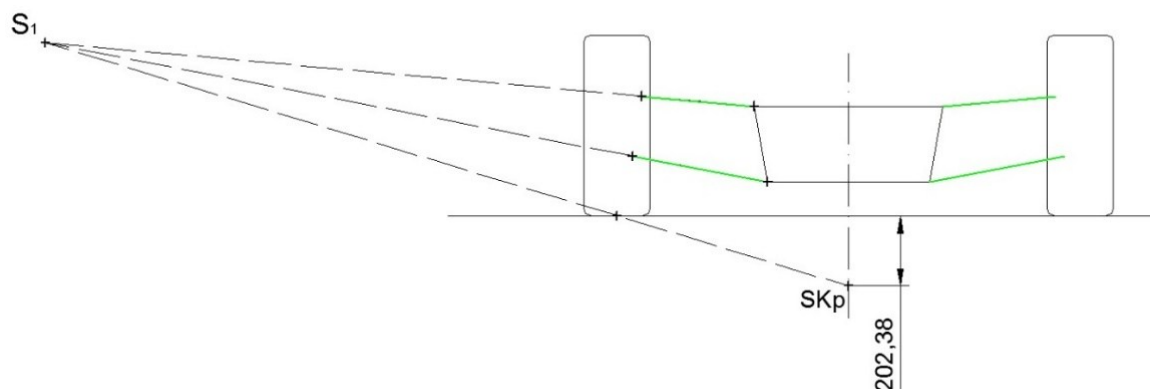
r – poloměr kola (m)

d – průměr kola (m)

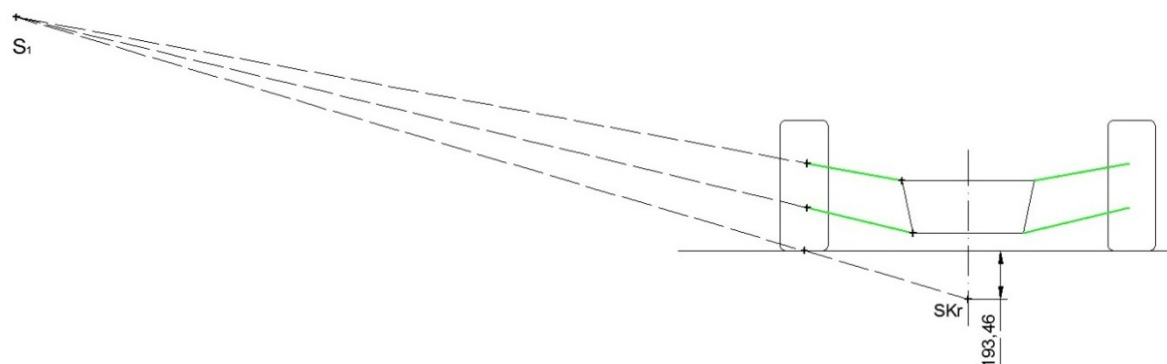
3.1.5 Výpočet naklopení rámu

Tab. 8 Zadané parametry pro výpočet naklopení rámu

Zadané parametry	Označení	Jednotka	Hodnota
Rozvor kol	l	(m)	1,83
Rozchod předních kol	t_p	(m)	1,325
Rozchod zadních kol	t_z	(m)	1,312
Výška těžiště	h	(m)	0,374
Celková hmotnost včetně řidiče	m	(kg)	359,2
Hmotnost připadající na přední nápravu	m_p	(kg)	156
Hmotnost připadající na zadní nápravu	m_z	(kg)	203,2
Vzdálenost přední nápravy od těžiště	l_p	(m)	1,035
Vzdálenost zadní nápravy od těžiště	l_z	(m)	0,795
Průměr kola	d	(m)	0,5207
Pozice středu klopení pro přední nápravu	p_p	(m)	-0,202
Pozice středu klopení pro zadní nápravu	p_z	(m)	-0,193



Obr. 17 Pozice středu klopení pro přední nápravu



Obr. 18 Pozice středu klopení pro zadní nápravu

Pro výpočet je nutné znát hmotnosti jednotlivých dílů zavěšení. Potřebné hodnoty byly získány z 3D modelu v programu Autodesk Inventor.

Tab. 9 Hmotnosti jednotlivých dílů zavěšení

Díl	Označení	Přední zavěšení (kg)	Zadní zavěšení (kg)
Push rod	m_{pr}	0,34	0,37
Spodní rameno	m_{sr}	0,9	1,16
Horní rameno	m_{hr}	0,78	0,84
Řídící tyč	m_{rt}	0,4	0
Těhlice	m_{te}	1,49	1,82
Poloosa	m_{po}	0,73	3,2
Brzdy	m_{br}	3,75	3,75
Kolo	m_{ko}	10,628	10,628

Vlivem odstředivé síly se naklápí karosérie, tzn., že odstředivá síla působí v těžišti odpružené části vozidla T' . Poloha těžiště T' je určena vzdálenostmi h' , l_p' , l_z'

Neodpružená hmotnost přední a zadní nápravy

Neodpružená hmotnost na přední nápravě:

$$m_p'' = m_{rt} + m_{pr} + m_{hr} + m_{sr} + 2 \cdot (m_{te} + m_{po} + m_{br} + m_{ko}) = 0,4 + 0,34 + 0,9 + 0,78 + 2 \cdot (1,49 + 0,73 + 3,75 + 10,628) = 35,616 \text{ (kg)} \quad (9)$$

kde:

m_p'' – Neodpružená hmotnost na přední nápravě (kg)

m_{rt} – Hmotnost řídící tyče (kg)

m_{pr} – Hmotnost push rodu (kg)

m_{sr} – Hmotnost spodního ramena (kg)

m_{hr} – Hmotnost horního ramena (kg)

m_{te} – Hmotnost těhlice (kg)

m_{po} – Hmotnost poloosy (kg)

m_{br} – Hmotnost brzdy (kg)

m_{ko} – Hmotnost kola (kg)

Neodpružená hmotnost na zadní nápravě:

$$m_z'' = m_{rt} + m_{pr} + m_{hr} + m_{sr} + m_{po} + 2 \cdot (m_{te} + m_{br} + m_{ko}) = 0,37 + 0,84 + 1,16 + 2 \cdot (1,82 + 3,75 + 10,628) = 37,966 \text{ (kg)} \quad (10)$$

kde:

m_z'' – Neodpružená hmotnost na zadní nápravě (kg)

Hmotnost odpružených částí vozidla:

$$m' = m - (m_p'' + m_z'') = 359,2 - (35,616 + 37,966) = 285,618 \text{ (kg)} \quad (11)$$

kde:

m' - Hmotnost odpružených částí vozidla (kg)

Pozice těžiště T' :

$$h' = \frac{m \cdot h - m_p'' \cdot h_p'' - m_z'' \cdot h_z''}{m'} = \frac{359,2 \cdot 0,374 - 35,616 \cdot 0,26 - 37,966 \cdot 0,26}{285,618} = 0,403 \text{ (m)} \quad (12)$$

kde:

h' - výška těžiště odpružené části vozidla (m)

$h''_{p,z}$ - výška těžiště neodpružených částí vozidla (m)

$$l'_p = \frac{m \cdot l_p - m_p'' \cdot l}{m'} = \frac{359,2 \cdot 1,035 - 37,966 \cdot 1,83}{285,618} = 1,058 \text{ (m)} \quad (13)$$

kde:

l'_p - vzdálenost těžiště odpružených částí vozidla od přední nápravy (m)

$$l'_z = \frac{m \cdot l_z - m_p'' \cdot l}{m'} = \frac{359,2 \cdot 0,795 - 35,616 \cdot 1,83}{285,618} = 0,772 \text{ (m)} \quad (14)$$

kde:

l'_z - vzdálenost těžiště odpružených částí vozidla od zadní nápravy (m)

Svislá vzdálenost těžiště odpružené části vozidla od osy klopení:

$$h'_0 = h' - \frac{p_p \cdot l'_z + p_z \cdot l'_p}{l} = 0,403 - \frac{-0,202 \cdot 0,772 - 0,193 \cdot 1,058}{1,83} = 0,6 \text{ (m)} \quad (15)$$

kde:

h'_0 - Svislá vzdálenost těžiště odpružené části vozidla od osy klopení (m)

p_p - Vzdálenost středu klopení rámu od vozovky na přední nápravě (m)

p_z - Vzdálenost středu klopení rámu od vozovky na zadní nápravě (m)

Klopný moment vyvolaný odstředivou silou:

Při disciplíně „Skid pad“ je poloměr zatáčky 15,25 m. Pro boční zrychlení $a_y = 9,81 \text{ (ms}^{-2}\text{)}$ odpovídá rychlost $v = 12,225 \text{ (ms}^{-1}\text{)}$. Hodnota pro maximální naklopení byla navržena $\psi = 1^\circ 30'$.

$$M_{kl} = m' \cdot \frac{v^2}{R} \cdot h'_0 + m' \cdot g \cdot h'_0 \cdot \sin \psi = 285,618 \cdot \frac{12,225^2}{15,25} \cdot 0,6 + 285,618 \cdot 9,81 \cdot \sin 1,5^\circ \cdot 0,6 = 1725,075 \text{ (Nm)} \quad (16)$$

kde:

M_{kl} – Klopný moment vyvolaný odstředivou silou (Nm)

v – rychlost vozidla (ms^{-1})

R – poloměr zatáčky (m)

g – gravitační zrychlení (ms^{-2})

ψ – Maximální úhel naklopení rámu při průjezdu zatáčkou ($^\circ$)

Naklápění rámu je dále ovlivňováno setrvačnými silami neodpružených částí.

Klopný moment vyvolaný odstředivou silou náprav:

$$M_{nP} = -m_P'' \cdot \frac{v^2}{R} \cdot (p_P - h_P'') = -35,616 \cdot \frac{12,225^2}{15,25} \cdot (-0,202 - 0,26) = 161,54 \text{ (Nm)} \quad (17)$$

kde:

M_{nP} – Klopný moment vyvolaný odstředivou silou přední nápravy (Nm)

$$M_{nZ} = -m_Z'' \cdot \frac{v^2}{R} \cdot (p_Z - h_Z'') = -37,966 \cdot \frac{12,225^2}{15,25} \cdot (-0,193 - 0,26) = 168,85 \text{ (Nm)} \quad (18)$$

kde:

M_{nZ} - Klopný moment vyvolaný odstředivou silou zadní nápravy (Nm)

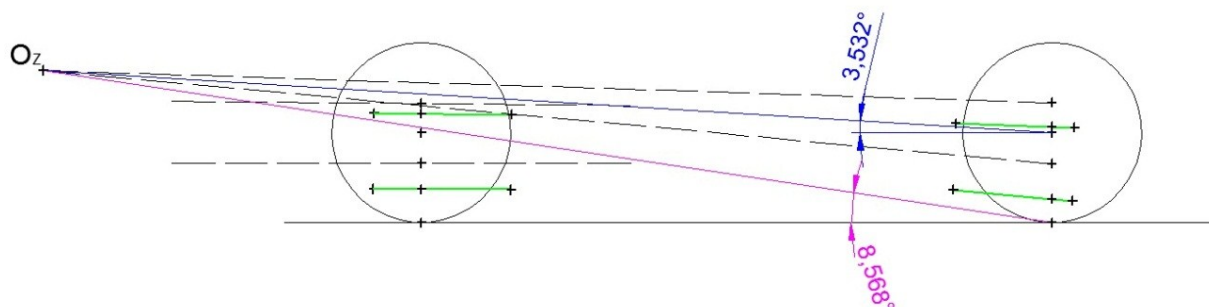
Celkový moment vyvolaný odstředivou silou:

$$M = M_{kl} + M_{nP} + M_{nZ} = 1725,075 + 161,54 + 168,85 = 2055,465 \text{ (Nm)} \quad (19)$$

kde:

M – Celkový klopný moment vyvolaný odstředivou silou (Nm)

3.1.6 Výpočet klonění rámu



Obr. 19 Pozice středů klonění

Tab. 10 Zadané parametry pro výpočet klonění rámu

Zadané parametry	Označení	Jednotka	Hodnota
Celková hmotnost vozu včetně řidiče	m	(kg)	359,2
Rozvor kol	l	(m)	1,83
Výška těžiště	h	(m)	0,374
Hmotnost připadající na přední nápravu	m_p	(kg)	156
Hmotnost připadající na zadní nápravu	m_z	(kg)	203,2
Vlastní frekvence přední části rámu	f_p	(Hz)	2,3
Vlastní frekvence zadní části rámu	f_z	(Hz)	2,5
Maximální zpomalení	d_x	(ms^{-2})	11,772
Maximální zrychlení	a_x	(ms^{-2})	4,905

Odpružená hmotnost na nápravách

$$m'_p = m_p - m''_p = 156 - 35,616 = 120,384 \text{ (kg)} \quad (20)$$

kde:

m'_p – Odpružená hmotnost na přední nápravě (kg)

m_p – Hmotnost připadající na přední nápravu (kg)

$$m'_z = m_z - m''_z = 203,2 - 37,966 = 165,234 \text{ (kg)} \quad (21)$$

kde:

m'_z – Odpružená hmotnost na zadní nápravě (kg)

m_z – Hmotnost připadající na zadní nápravu (kg)

Konstanta pružení na nápravách

Konstanta pružení na přední nápravě:

$$k_p = (2 \cdot \pi \cdot f_p)^2 \cdot m'_p = (2 \cdot \pi \cdot 2,3)^2 \cdot 120,384 = 25141,1 \text{ (Nm}^{-1}\text{)} \quad (22)$$

kde:

k_p – Konstanta pružení na přední nápravě (Nm⁻¹)

f_p – vlastní frekvence přední části rámu (Hz)

Konstanta pružení na zadní nápravě:

$$k_z = (2 \cdot \pi \cdot f_z)^2 \cdot m'_z = (2 \cdot \pi \cdot 2,5)^2 \cdot 165,234 = 40769,855 \text{ (Nm}^{-1}\text{)} \quad (23)$$

kde:

k_z – Konstanta pružení na zadní nápravě (Nm⁻¹)

f_z – vlastní frekvence zadní části rámu (Hz)

Předklánění při brždění

Koeficient brzdné síly:

$$i_{p/z} = \frac{m_p}{m} + \frac{h \cdot d_x}{l \cdot g} = \frac{156}{359,2} + \frac{0,374 \cdot 11,772}{1,83 \cdot 9,81} = 0,68 \quad (24)$$

kde:

$i_{p/z}$ – Koeficient brzdné síly (-)

d_x – Maximální zpomalení

Hodnota anti-dive pro přední nápravu:

Jelikož jsou ramena předního zavěšení rovnoběžná, leží střed klonění kola v nekonečnu a a úhel $\beta=0$.

$$\text{anti - dive} = i_{p/z} \cdot \tan \beta \cdot \frac{1}{h} \cdot 100 = 0,68 \cdot \tan 0 \cdot \frac{1,83}{0,374} \cdot 100 = 0 \text{ (}\%) \quad (25)$$

kde:

β – Úhel mezi vozovkou a spojnicí středu klonění předního kola s bodem působení brzdné síly

Hodnota anti-lift pro zadní nápravu:

Úhel mezi vozovkou a spojnicí středu klonění zadního kola s bodem působení brzdné síly $\gamma = 8,568^\circ$

$$\text{anti - lift} = \left(1 - i_{p/z}\right) \cdot \tan \gamma \cdot \frac{1}{h} \cdot 100 = (1 - 0,68) \cdot \tan 8,568^\circ \cdot \frac{1,83}{0,374} \cdot 100 = 23,57 \text{ (}\%) \quad (26)$$

kde:

γ - Úhel mezi vozovkou a spojnicí středu klonění zadního kola s bodem působení brzdné síly

Snížení přední části při brždění:

$$y_{pb} = \frac{m}{k_p} \cdot d_x \cdot \left(\frac{h}{l} - i_{p/z} \cdot \tan \beta\right) = \frac{359,2}{25141,1} \cdot 11,772 \cdot \left(\frac{0,374}{1,83} - 0,68 \cdot \tan 0\right) = -0,034 \text{ (m)} \quad (27)$$

kde:

y_{pb} – Velikost poklesu přední části rámu při brždění (m)

Nadzvednutí zadní části při brždění:

$$y_{zb} = \frac{m}{k_z} \cdot d_x \cdot \left[\frac{h}{l} - \left(1 - i_{p/z}\right) \cdot \tan \gamma\right] = \frac{359,2}{40769,855} \cdot 11,772 \cdot \left[\frac{0,374}{1,83} - (1 - 0,68) \cdot \tan 8,568^\circ\right] = 0,016 \text{ (m)} \quad (28)$$

kde:

y_{zb} – Velikost nadzvednutí zadní části rámu při brždění (m)

Úhel předklonění:

$$\varphi = \tan^{-1} \frac{-y_{pb} + y_{zb}}{l} = \tan^{-1} \frac{0,034 + 0,016}{1,83} = 1,583^\circ \quad (29)$$

kde:

φ – Úhel předklonění při brždění ($^\circ$)

Zaklání při rozjezdu

Hodnota anti-squad pro zadní nápravu:

Úhel mezi vozovkou a spojnici středu klonění zadního kola s bodem působení tažné síly $\delta = 3,532^\circ$

$$\text{anti-squad} = \tan \delta \cdot \frac{l}{h} \cdot 100 [\%] = \tan 3,532^\circ \cdot \frac{1,83}{0,374} \cdot 100 = 30,26 (\%) \quad (30)$$

kde:

δ - Úhel mezi vozovkou a spojnici středu klonění zadního kola s bodem působení tažné síly ($^\circ$)

Nadzvednutí přední části:

$$y_{Pr} = \frac{m}{k_p} \cdot \frac{h}{l} \cdot a_x = \frac{359,2}{25141,1} \cdot \frac{0,374}{1,83} \cdot 4,905 = 0,014 \text{ (m)} \quad (31)$$

kde:

y_{pr} – Velikost nadzvednutí přední části rámu při rozjezdu (m)

a_x – Maximální zrychlení (ms^{-2})

Snížení zadní části:

$$y_{Zr} = -\frac{m}{k_z} \cdot a_x \cdot \left(\frac{h}{l} - \tan \delta \right) = -\frac{359,2}{40769,855} \cdot 4,905 \cdot \left(\frac{0,374}{1,83} - \tan 3,532^\circ \right) = -0,006 \text{ (m)} \quad (32)$$

kde:

y_{zr} – Velikost snížení zadní části při rozjezdu (m)

Úhel předklonění:

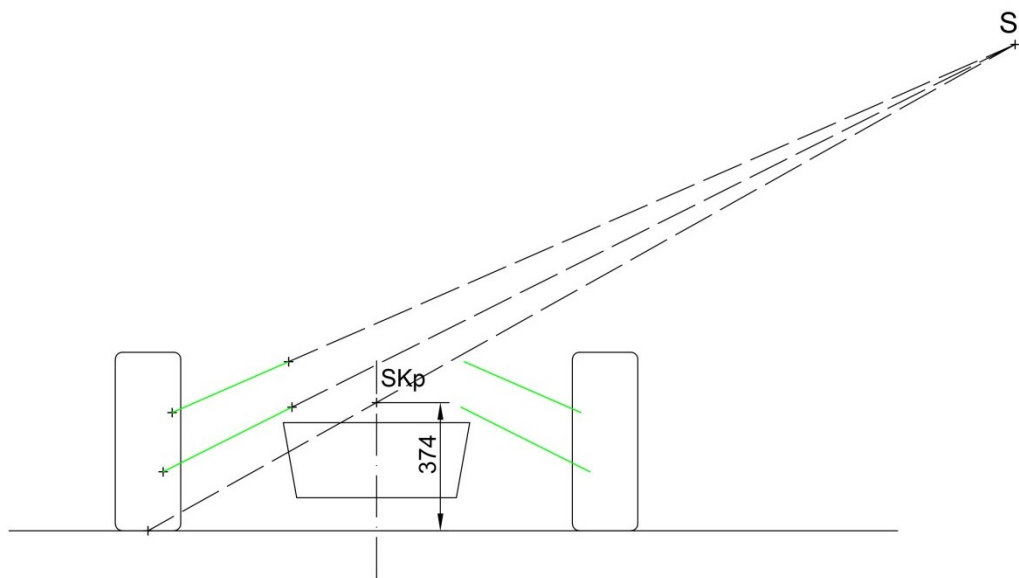
$$\rho = \tan^{-1} \frac{y_{Pr} - y_{Zr}}{l} = \tan^{-1} \frac{0,014 + 0,006}{1,83} = 0,617^\circ \quad (33)$$

kde:

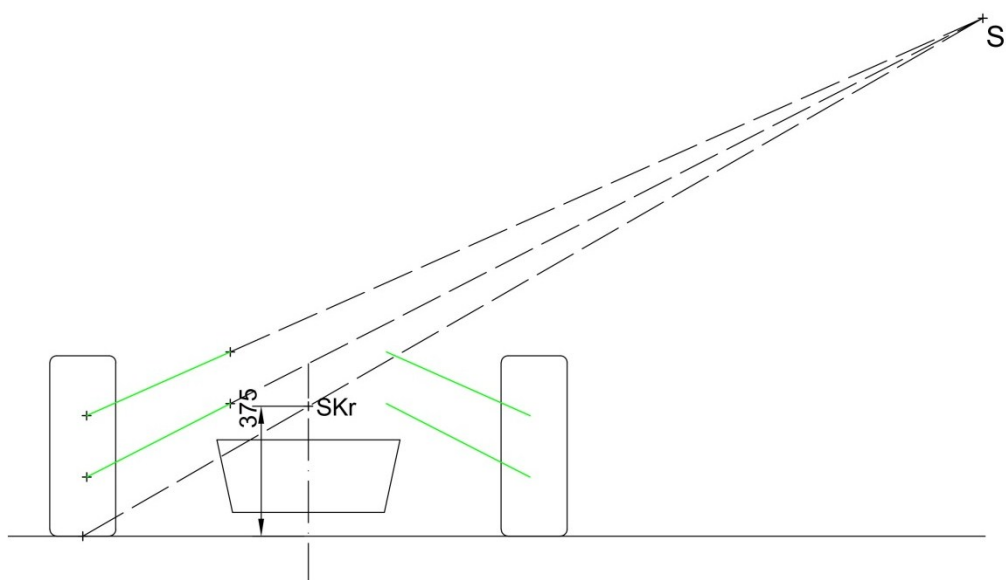
ρ – Úhel zaklonění při rozjezdu ($^\circ$)

3.2 Úprava současného stavu

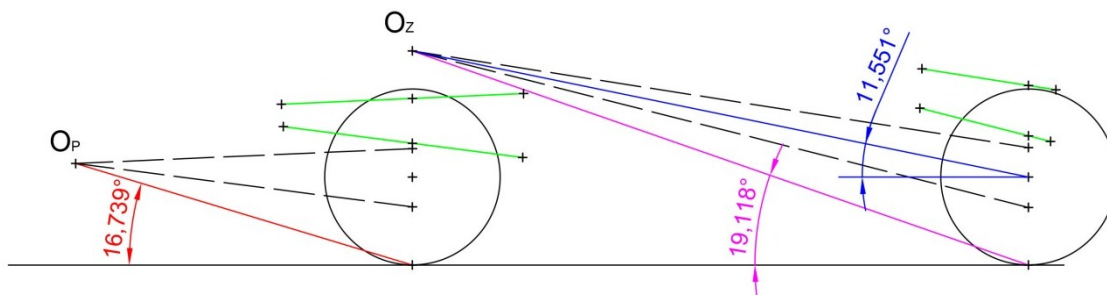
Zlepšení současného stavu jsem postavil na úpravě pozice spodních ramen, s cílem vylepšit některé vlastnosti formule, zejména pokles přední části při brždění. Na obrázcích 20, 21 a 22 vidíme ideální uspořádání zavěšení, pro které by byl klopný moment způsobený odstředivou silou $M=0$ Nm, nedochází k poklesu přední části při brždění a k poklesu zadní části při rozjezdu.



Obr. 20 Pozice středu klopení kola a rámu přední nápravy, pro docílení nulového klopného momentu vyvolaného odstředivou silou



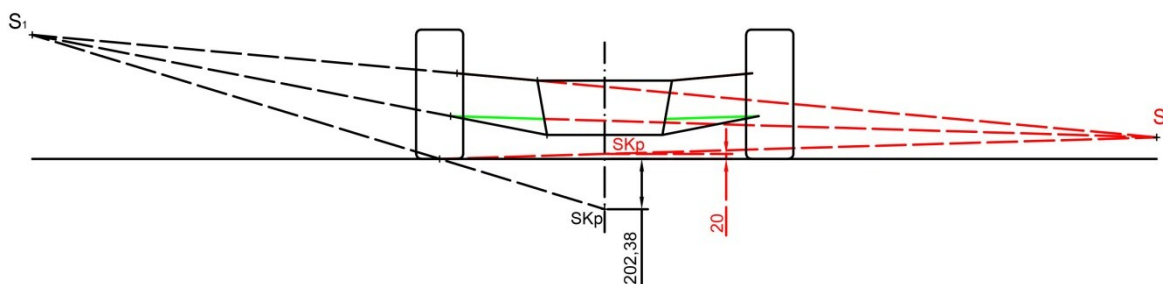
Obr. 21 Pozice středu klopení kola a rámu zadní nápravy, pro docílení nulového klopného momentu vyvolaného odstředivou silou



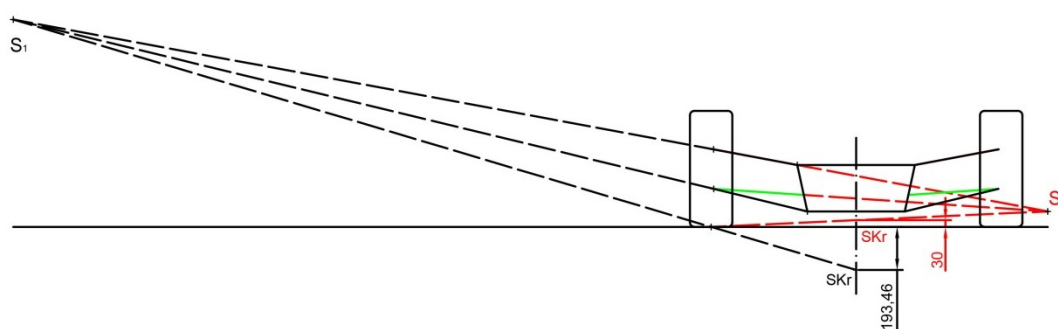
Obr. 22 Pozice středů klonění kol přední a zadní nápravy pro docílení efektu anti-dive, anti-squad 100%

Uspořádání závěsů, kdy jsou brzdné a tažné síly zachyceny v ramenech, (anti-dive, anti-squad 100%) se v praxi nepoužívá. Takové uspořádání totiž negativně ovlivňuje změny odklonu, rozchodu a sbíhavosti při propružení kola.

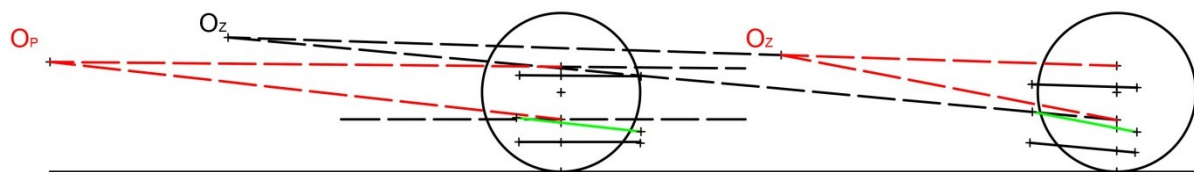
Pro můj návrh jsme se s vedoucím práce dohodli na pozici středu klopení 20 mm nad vozovkou pro přední nápravu a 30 mm nad vozovkou pro zadní nápravu. Hodnoty jsou výsledkem kompromisu, kterého se dá dosáhnout pouhou změnou polohy spodního ramena a taky nám zaručuje, že nedojde ke kontaktu s vozovkou při naklopení rámu do 6° . Na následujících obrázcích je černou barvou znázorněn původní návrh. Zeleně je znázorněna nová pozice spodního ramena a červeně je znázorněna konstrukce pro nalezení středu klopení kola a rámu.



Obr. 23 Úprava sklonu spodního ramena předního zavěšení



Obr. 24 Úprava sklonu spodního ramena zadního zavěšení



Obr. 25 Úprava sklonu spodních ramen zavěšení

3.2.1 Určení kinematických bodů přední nápravy

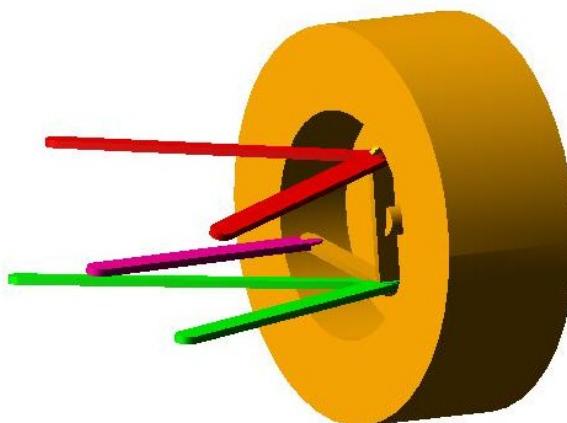
Pro určení polohy bodu potřebujeme znát jeho tři souřadnice. Z obrázků 23 jsou zřejmé souřadnice ve směru y. Z obrázku 25 pak vyčteme souřadnice ve směru x a z. Protože jsme měnili pouze pozici spodního ramene, zůstávají kinematické body pro připojení horního ramene k rámu stejné (body R_3 a R_4). Taktéž se nemění poloha kinematických bodů připojení ramen k těhlici (body T_1 a T_2). viz. obr. 13

Tab. 11 Souřadnice bodů upraveného předního zavěšení

Bod	X	Y	Z	Jednotka
R_1	-168,5	233	82,1	mm
R_2	-568,5	233	36,3	mm
R_3	-170,5	272	221,5	mm
R_4	-570,5	272	217,8	mm
T_1	-303,6	622,6	76,7	mm
T_2	-311,6	596,4	249,4	mm

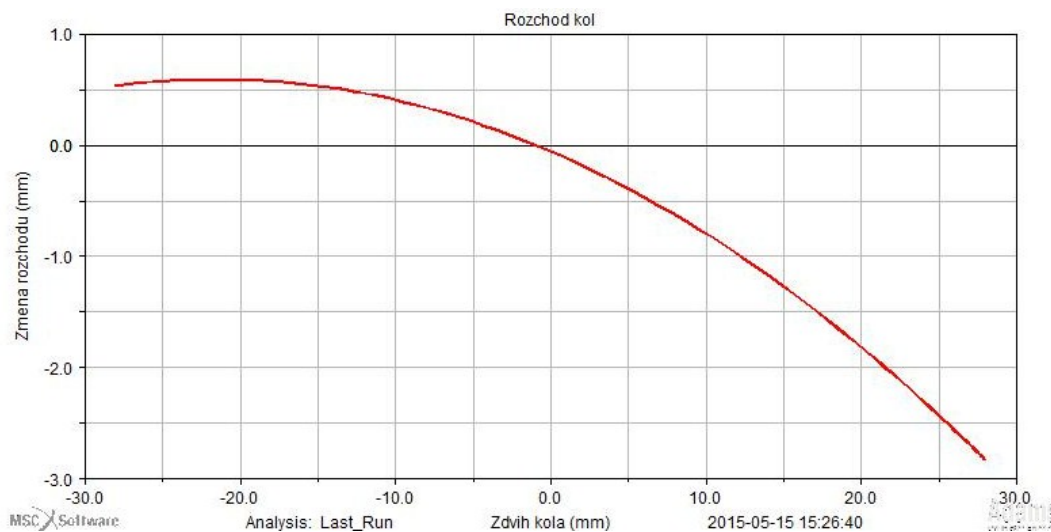
3.2.2 Kinematický rozbor přední nápravy v programu ADAMS

Program ADAMS je výpočtový software pro modelování a simulaci vázaných mechanických soustav. Program umožňuje provádět statické, kinematické i dynamické analýzy navržených modelů. Patří mezi nejrozšířenější a nejpropracovanější programy svého druhu. [9]

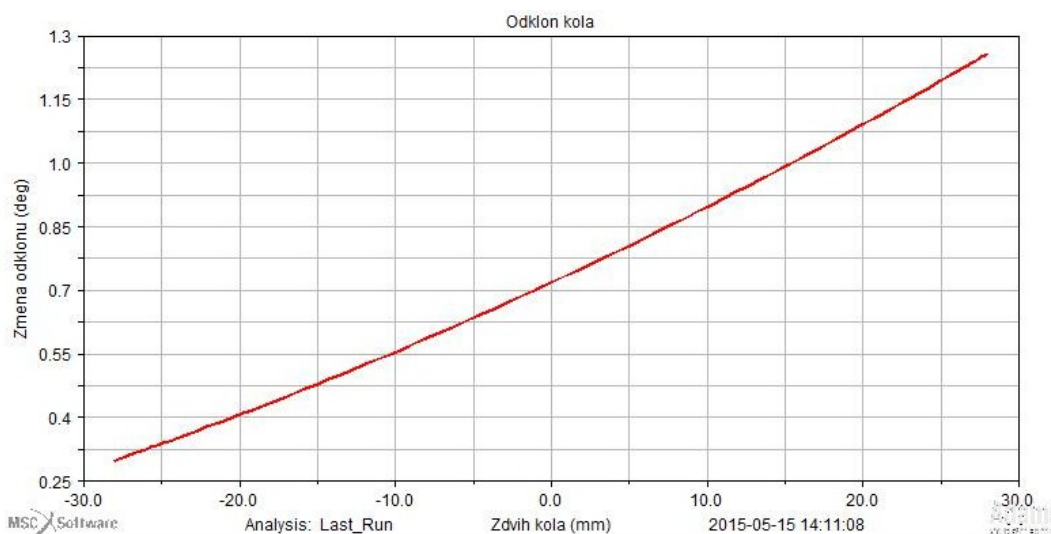


Obr. 26 Návrh předního zavěšení v programu ADAMS

Pro měření změny rozchodu byla použita funkce Point-to-Point, která měří vzájemnou polohu dvou bodů v určeném směru, v našem případě ve směru y. Pro měření změny úhlu odklonu a sbíhavosti, jsem použil funkci Orientation. Tato funkce slouží k měření vzájemného natočení os.

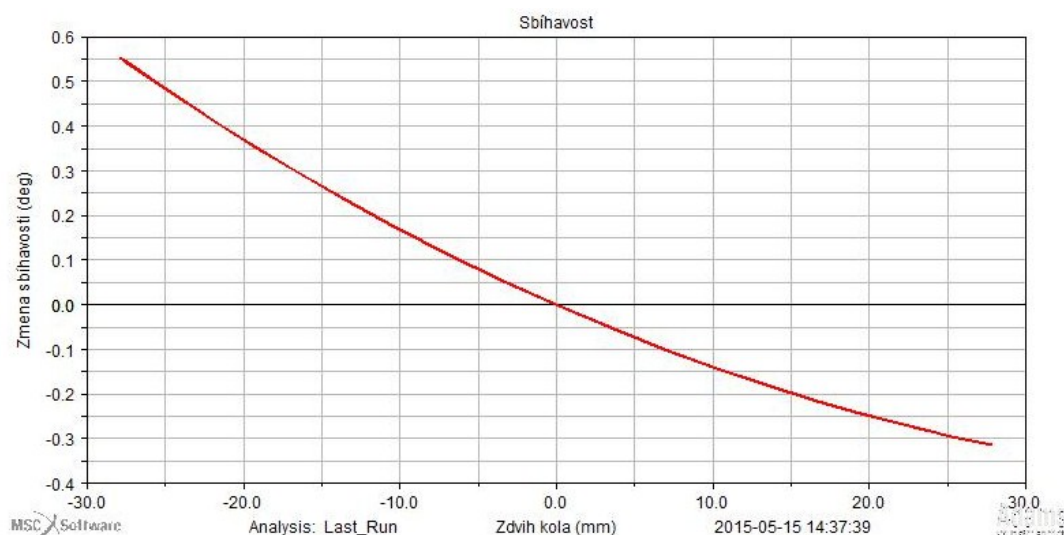


Obr. 27 Změna rozchodu předního kola při propružení



Obr. 28 Změna odklonu předního kola při propružení

Při rozboru jsme zjistili, že by docházelo ke kontaktu spodního ramena a řídicí tyče. Abychom tomu zabránili, a taky abychom docílili lepšího průběhu sbíhavosti, byla převodka řízení posunuta o 65 mm výš.



Obr. 29 Změna sbíhavosti předního kola

Výsledné hodnoty kinematických změn by se daly ještě vylepšit optimalizací návrhu kinematických bodů.

Tab. 12 Změny kinematických charakteristik při propružení předního kola po úpravě

		Propružení závěsů kol (mm)		
		-28	0	28
Změna rozchodu	(mm)	1,08	1325	-5,65
Změna odklonu	(°)	-0,29	-0,7	-1,25
Změna sbíhavosti	(°)	1,1	0	-0,64

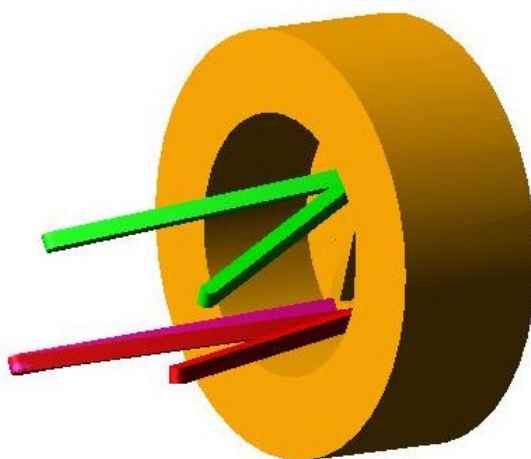
3.2.3 Určení kinematických bodů zadní nápravy

Stejně jako u předního zavěšení i u zadního zavěšení budu měnit pouze polohu bodů R_1 a R_2 . Polohu v ose y jsme vyčetli z obrázku 24. Souřadnice y, z určíme z obrázku 25.

Tab. 13 Souřadnice bodů upraveného zadního zavěšení

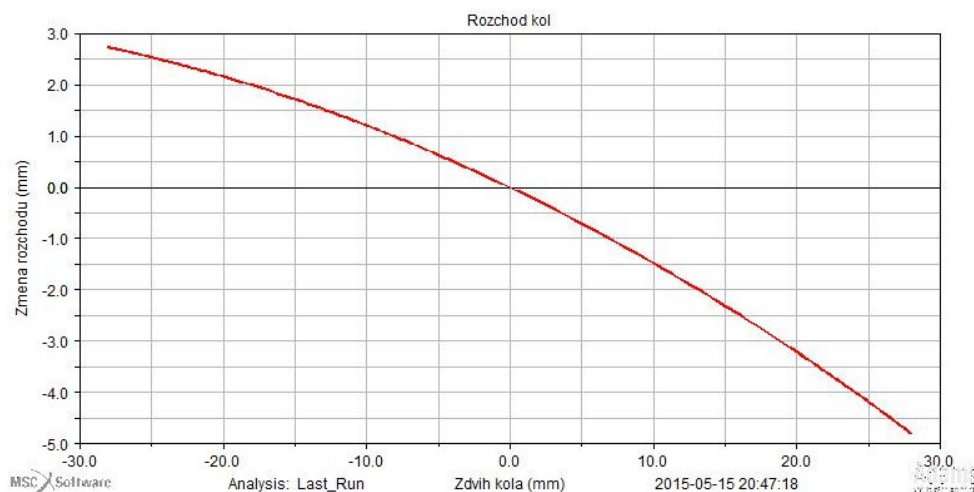
Bod	X	Y	Z	jednotka
R_1	-1801,6	218,5	101,1	mm
R_2	-2147,7	219,3	35,1	mm
R_3	-1808,6	260,5	191,5	mm
R_4	-2153,8	265,3	180,5	mm
T_1	-2033,8	639,9	80	mm
T_2	-2043,8	640	253,7	mm
T_3	-2093,3	640,6	76,4	mm

3.2.4 Kinematický rozbor zadní nápravy v programu ADAMS

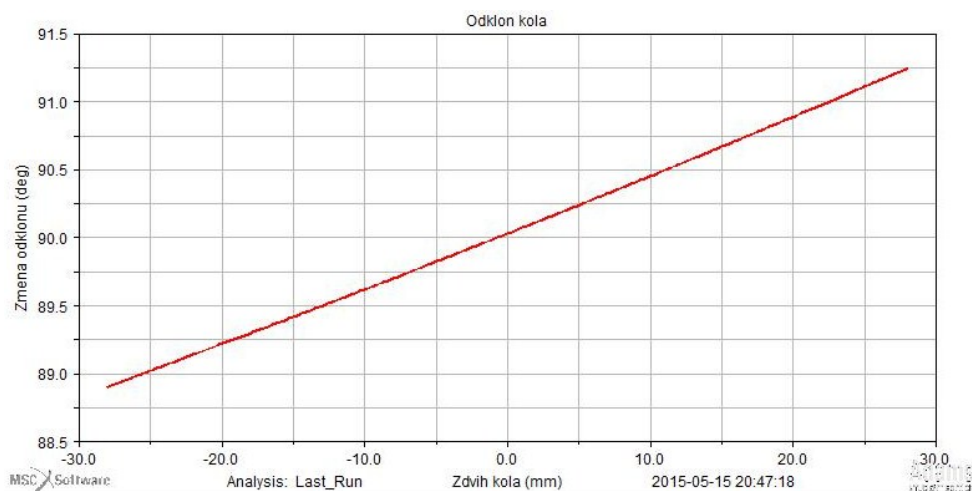


Obr. 30 Návrh zadního zavěšení v programu ADAMS

Měření změny rozchodu a odklonu zadního kola proběhlo obdobně jako u kola předního.



Obr. 31 Změna rozchodu zadního kola při propružení



Obr. 32 Změna odklonu zadního kola při propružení

Tab. 14 Změny kinematických charakteristik při propružení zadního kola po úpravě

		Propružení závěsů kol (mm)		
		-28	0	28
Změna rozchodu	(mm)	+5,46	1312	-9,58
Změna odklonu	(°)	1,1	-0,03	-1,24
Změna sbíhavosti	(mm)	0	-1,86	0

Protože je spodní rameno k těhlici uchyceno ve dvou bodech, není možné, aby při zdvihu kola docházelo ke změně sbíhavosti.

3.3 Porovnání návrhu s původním

Při návrhu jsem se snažil využít výhod lichoběžníkového zavěšení a vylepšit některé vlastnosti původního návrhu. Zejména pak pozici středu klopení rámu zkonstruovat tak, aby při větším náklonu rámu nedošlo k jeho kontaktu s vozovkou. Důsledkem toho je i zmenšení klopného momentu při průjezdu zatáčkou a tím možnost použití menších a lehčích stabilizátorů. Další negativní vlastností původního návrhu, na kterou jsem se zaměřil, byla neschopnost předních závěsů zachytit část brzdné síly a docházelo k „potápění“ přední části vozu při brzdění. V tabulce 15 vidíme přehledně všechny vypočítané hodnoty pro původní, upravený a ideální stav.

Tab. 15 Porovnání výsledných hodnot

Navržené hodnoty	Označení	Současný stav	Upravený stav	Ideální stav
Výška středu klopení přední části rámu	p_P (mm)	-202	20	374
Výška středu klopení zadní části rámu	p_Z (mm)	-193	30	375
Svislá vzdálenost těžiště od osy klopení	h'_0 (mm)	600	377	28,7
Úhel mezi vozovkou a spojnici středu klonění předního kola s bodem působení brzdné síly	β (°)	0	12,09	16,739
Úhel mezi vozovkou a spojnici středu klonění zadního kola s bodem působení brzdné síly	γ (°)	8,568	19,118	19,118
Úhel mezi vozovkou a spojnici středu klonění zadního kola s bodem působení tažné síly	δ (°)	3,532	6,335	11,551

Výsledné hodnoty	Označení	Současný stav	Upravený stav	Ideální stav
Celkový moment vyvolaný odstředivou silou	M (Nm]	2055,465	1254,985	0
Anti-dive	(%)	0	71	100
Anti-lift	(%)	23,57	54	54
Anti-squad	(%)	30,26	54	100
Snížení přední části při brzdění	y_{Pb} (mm)	-34	-10	0
Nadzvednutí zadní části při brzdění	y_{Zb} (mm)	16	10	10
Úhel klonění při brzdění	φ (°)	1,583	0,617	0,313
Nadzvednutí přední části při rozjezdu	y_{Pr} (mm)	14	14	14
Snížení zadní části při rozjezdu	y_{Zr} (mm)	-6	-4	0
Úhel klonění při rozjezdu	ρ (°)	0,617	0,55	0,438

Největších rozdílů mezi současným stavem a mým návrhem jsem dosáhl u velikosti klopného momentu při průjezdu zatáčkou na dráze „skid pad“, kde je rozdíl téměř 800 Nm. A taky u naklání rámu při brzdění. Hodnotu snížení přední části rámu při brzdění jsem zmenšil o 24 mm. Ovšem pouze teoreticky, protože odpružení dovoluje maximální stlačení 28 mm, musí být maximální snížení přední části právě 28 mm.

4 Závěr a vyhodnocení

Zavěšení slouží k vedení kola a přenáší veškeré síly mezi kolem a rámem. Zajišťuje neustálý styk kola s vozovkou. Způsob zavěšení má tedy zcela zásadní vliv na jízdní vlastnosti vozidla, které jsou významné zejména u závodního vozu, jakým je Formula Student.

Nejdříve jsem se seznámil s pravidly soutěže, problematikou zavěšení a různými typy konstrukce zavěšení a jejich vhodnost použití. Pro formulové vozy je nejvhodnějším typem právě lichoběžníkové zavěšení, které bylo zvoleno při stavbě prvního prototypu vozu Formula Student.

Po důkladné analýze původního návrhu, jsem se rozhodnul, pro změnu polohy spodních ramen předního i zadního zavěšení tak, aby zavěšení jako celek fungovalo lépe a plnilo požadavky na něj kladené.

Po stanovení hodnoty výšky klopení rámu, jsem mohl zvolit úhel sklonu spodního ramena v příčném směru. Úhel ve směru podélném jsem zvolil tak aby zavěšení zachycovalo podélné síly. Takzvané hodnoty Anti-Squat, Anti-lift a Anti-Dive. Poté mohl být proveden výpočet různých hodnot souvisejících se zavěšením a jejich porovnání s původním návrhem.

Když jsem zjistil, že je můj návrh jasným zlepšením, přistoupil jsem k vypracování modelu zavěšení v programu Adams. Kinematické body připojení ramen k rámu jsem vyčetl z 2D náčrtu. Analýza kinematických změn při propružení ukázala, že se hodnoty výrazně neliší od původního návrhu, avšak mohlo by dojít k dalšímu zlepšení po optimalizaci pozice jednotlivých kinematických bodů.

Přestože má můj návrh prokazatelně lepší výsledky. Neočekávám, že by byl použit na vůz, pro který byl navržen. K jeho realizaci by bylo nutné upravit rám vozu, případně změnit pozici převodky řízení, což je u hotového vozu jen těžko proveditelné. Motorsport je zejména o rychlosti vývoje, a protože je návrh druhého vozu také téměř hotový, mé poznatky mohou být aplikované nejdříve na vůz číslo tři.

Poděkování

Za účinnou podporu a pomoc, cenné připomínky a rady při zpracování bakalářské práce tímto děkuji vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Tiboru Kállaiovi. Dále chci poděkovat svým rodičům za podporu při studiu na vysoké škole.

5 Seznam obrázků

Obr. 1 Formula Student

Obr. 2 Dráha pro disciplínu „Skid Pad“

Obr. 3 Kinematické změny vznikající při propuštění lichoběžníkové nápravy

Obr. 4 Poloha středu klopení kola P a středu klopení karoserie S

Obr. 5 Určení okamžitých středů klonění náprav OP a OZ a středu klonění karoserie O

Obr. 6 Úhel odklonu kola

Obr. 7 Příklon rejdové osy lichoběžníkové nápravy

Obr. 8 Poloměr rejdu

Obr. 9 Záklon rejdové osy

Obr. 10 Sbíhavost

Obr. 11 Vliv odklonu kola a sbíhavosti kol na chování vozidla v zatáčce

Obr. 12 Šablona bezpečnostního prostoru v kokpitu

Obr. 13 Kinematické body předních závěsů

Obr. 14 Referenční bod na rámu

Obr. 15 Kinematické body zadních závěsů

Obr. 16 Svislá poloha těžiště

Obr. 17 Pozice středu klopení pro přední nápravu

Obr. 18 Pozice středu klopení pro zadní nápravu

Obr. 19 Pozice středů klonění

Obr. 20 Pozice středu klopení kola a rámu přední nápravy, pro docílení nulového klopného momentu vyvolaného odstředivou silou

Obr. 21 Pozice středu klopení kola a rámu zadní nápravy, pro docílení nulového klopného momentu vyvolaného odstředivou silou

Obr. 22 Pozice středů klonění kol přední a zadní nápravy pro docílení efektu anti-dive, anti-squat 100%

Obr. 23 Úprava sklonu spodního ramena předního zavěšení

Obr. 24 Úprava sklonu spodního ramena zadního zavěšení

Obr. 25 Úprava sklonu spodních ramen zavěšení

Obr. 26 Návrh předního zavěšení v programu ADAMS

Obr. 27 Změna rozchodu předního kola při propuštění

Obr. 28 Změna odklonu předního kola při propuštění

Obr. 29 Změna sbíhavosti předního kola

Obr. 30 Návrh zadního zavěšení v programu ADAMS

Obr. 31 Změna rozchodu zadního kola při propružení

Obr. 32 Změna odklonu zadního kola při propružení

6 Seznam tabulek

Tab. 1 Geometrie přední nápravy

Tab. 2 Souřadnice bodů předního zavěšení

Tab. 3 Změny kinematických charakteristik při propružení předního kola

Tab. 4 Geometrie zadní nápravy

Tab. 5 Souřadnice bodů zadního zavěšení

Tab. 6 Změny kinematických charakteristik při propružení zadního kola

Tab. 7 Rozložení hmotnosti na jednotlivá kola

Tab. 8 Zadané parametry pro výpočet naklopení rámu

Tab. 9 Hmotnosti jednotlivých dílů zavěšení

Tab. 10 Zadané parametry pro výpočet klonění rámu

Tab. 11 Souřadnice bodů upraveného předního zavěšení

Tab. 12 Změny kinematických charakteristik při propružení předního kola po úpravě

Tab. 13 Souřadnice bodů upraveného zadního zavěšení

Tab. 14 Změny kinematických charakteristik při propružení zadního kola po úpravě

Tab. 15 Porovnání výsledných hodnot

7 Seznam použité literatury

[1] VLK, F. Podvozky motorových vozidel. Nakladatelství VLK, Brno, 2003. ISBN 80-239-0026-9

[2] MILLIKEN W., MILLIKEN D. J.: Race car vehicle dynamics. Warrendale, USA, 1995. ISBN 0-8376-0142-8.

[3] VLK, F. Dynamika motorových vozidel. Nakladatelství VLK, Brno, 2005. ISBN 80-238-5273-6

[4] VLK, F.: Zkoušení a diagnostika motorových vozidel. Nakladatelství a zasílatelství Vlk, Brno, 2001. ISBN 80-238-6573-0

- [5] KÁLLAI, T. Návrh předních závěsů kol vozu Formula Student. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2014, 92 s. Vedoucí práce: Šmiraus, J.
- [6] TOMÁŠEK, P. Návrh zadní nápravy formule SAE. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 94 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Porteš, Dr.
- [7] Pravidla Formule SAE, poslední revize 18. 5. 2015. Dostupné z: <<http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/>>
- [8] Závodní pneumatiky Hoosier, poslední revize 18. 5. 2015. Dostupné z: <<https://www.hoosiertire.com/rrtire.htm>>.
- [9] Facebook stránky Formula Student, VSB - TU Ostrava, Czech Republic, poslední revize 18. 5. 2015. Dostupné z: <https://www.facebook.com/formulaostrava/>
- [9] Katedra Mechaniky, Západočeská univerzita v Plzni, poslední revize 18. 5. 2015. Dostupné z: <http://www.kme.zcu.cz/mhajzman/download/adams_zaklad.pdf>.

8 Seznam příloh

Příloha A - Konstrukce středu klopení – Původní stav	Výkres A4
Příloha B - Konstrukce středu klonění – Původní stav	Výkres A4
Příloha C - Konstrukce středu klopení – Upravený stav	Výkres A4
Příloha D - Konstrukce středu klonění – Upravený stav	Výkres A4
Příloha F – Datový nosič	DVD

9 Použitý software

Autodesk Inventor Professional 2015
AutoCAD Mechanical 2012
Microsoft Office Word 2010
Microsoft Office Excel 2010
Adobe Photoshop CS6
Adams – View Student Edition 2014.0.1